

ALGORITAM ZA OPTIMALNU RASPODJELU POVRŠINA SAPNICA DIFUZORA PODMORSKOG ISPUSTA

izv. prof. dr. sc. Vanja Travaš, dipl. ing. građ.

Građevinski fakultet Sveučilišta u Rijeci

Radmile Matejčić 3, 51000 Rijeka

vanja.travas@uniri.hr

Davor Stipanić, mag. ing. aedif.

Teh projekt hidro d.o.o.

Fiorello La Guardia 13/V, 51000 Rijeka

U radu se predlaže iterativni numerički algoritam razvijen u svrhu određivanja optimalne raspodjele površina otvora sapnica duž difuzora podmorskog ispusta. Za zadanu geometriju toka, predloženi numerički postupak dovodi do raspodjele površina otvora sapnica potrebnih za osiguravanje jednolikog izlaznog protoka i nužnog početnog razrjeđenja u bliskom polju. Postupak omogućuje i identifikaciju površina otvora sapnica potrebnih za osiguravanjem nejednolikog rasporeda protoka koji je prethodno bio zadan. Nepoznate vrijednosti površina otvora i izlaznih brzina dobivaju se istodobno pomoću dvije međudjelujuće iterativne petlje. Za dane vrijednosti izlaznih brzina, u *vanjskoj iterativnoj petlji*, proračunavaju se površine sapnica i konstitutivne jednadžbe za gubitak tlaka. Dobivene vrijednosti se zatim koriste u *unutarnjoj iterativnoj petlji*, u kojoj se, pomoću Newton-Raphsonove metode, definira sljedeća aproksimativna vrijednost izlaznih brzina. Postupak se ponavlja sve dok oba konvergencijska kriterija nisu ispunjena. Osim teorijskog pregleda i pripadajućeg numeričkog algoritma, predstavljeno je i obrađeno nekoliko numeričkih primjera.

Ključne riječi: difuzorska sekcija, optimizacijski algoritam, podmorski ispust, stacionarno strujanje

1. UVOD

Difuzorska sekcija podmorskog ispusta se može shvatiti kao posljednji funkcionalni element svakog kanalizacijskog sustava, dizajniran za ispuštanje sakupljenog *effluenta* u *recipijent*, tj. more ili rijeku. Naime, da bi se osigurali standardi kakvoće vode, potrebno je minimizirati štetne učinke na okoliš postizanjem optimalnog procesa miješanja *effluenta* i *recipijenta*, što se postiže maksimiziranjem početnog razrjeđenja u *bliskom polju* (Rawn et al., 1960.).

Terenska i laboratorijska mjerenja su pokazala da se početno razrjeđenje uglavnom može definirati mehanikom turbulentnih mlazova formiranih na izlazima iz sapnica (Roberts et al., 1997.; Tian et al., 2004.). Tako se pokazalo da na miješanje sudjelujućih fluida značajno utječu posmična naprezanja na granicama mlaza *effluenta* i *recipijenta* (Kotsovinos,

1977.; Roberts i Sternau, 1997.; Peng et al., 2012.). Magnituda posmičnog naprezanja je proporcionalna viskoznosti sudjelujućih tekućina i lokalnom gradijentu brzine (Pozrikidis, 2011.). Iz toga slijedi kako veće razrjeđenje zahtijeva i veću izlaznu brzinu na sapnici, a ovaj funkcionalni odnos može se opisati određenom konstitutivnom jednadžbom (Abraham, 1963.; Jirka, 2003.). Osim potrebe za minimalnom izlaznom brzinom, da bi difuzorska sekcija bila učinkovita, potrebno je osigurati i jednoliku raspodjelu protoka po sapnicama (Bleninger i Jirka, 2005.). Ukoliko se minimalna izlazna brzina i jednolika raspodjela protoka koriste kao kriteriji optimizacije, utoliko je optimalni difuzor definiran istodobnim ispunjenjem ovih uvjeta.

Dimenzioniranje difuzora započinje definiranjem stupnja početnog razrjeđenja koji se želi postići na izlazu iz sapnica, odnosno u *bliskom polju*, te se u tu svrhu mogu

koristiti različiti empirijski modeli koji dovode u vezu stupanj razrjeđenja i izlaznu brzinu (Akar i Jirka, 1991.; Jirka i Lee, 1994.). Na taj je način moguće definirati minimalnu izlaznu brzinu. Naredni korak u procesu dimenzioniranja podrazumijeva definiranje geometrijskih značajki difuzora koji će osigurati da izlazna brzina na svim sapnicama bude veće od spomenute, ali isto tako i osigurati da se izlazni protok jednoliko rasporedi po sapnicama. Za postizanje ovog drugog kriterija postoje različite metode dimenzioniranja (Rawn et al., 1960.; Bleninger i Jirka, 2005.), a u ovom će se radu prikazati kompaktna i jednostavna alternativa koja se može koristiti za projektiranje difuzora ili za optimiziranje raspodjele površina otvora sapnica tako da se istodobno osigura prethodno definirana izlazna brzina i jednolik izlazni protok. Treba napomenuti da se prikazani algoritam može koristiti i za definiranje površina otvora sapnica za slučaj da je unaprijed zadan nejednolik i proizvoljan raspored protoka po sapnicama, što će se kasnije ilustrirati primjerom.

Glavna razlika prikazanog algoritma i sličnih proračunskih postupaka je u načinu izračuna izlazne brzine. Naime, treba primijetiti da se izlazna brzina ne može eksplicitno odrediti, budući da ovisi o ostvarenom gubitku tlaka između krajeva sapnica, koji je nepoznat zbog svoje međuzavisnosti o istoj brzini. Ovaj zadatak se jednostavno rješava koristeći dobro poznati iterativni proračunski obrazac (Larock et al., 2000.). Međutim, ukoliko se koeficijent razrjeđenja također definira kao funkcija brzine, te ako se površina otvora sapnica tretira kao parametar ograničen stanovitim uvjetima, rješenje nije tako trivijalno. Da bi se riješio rezultirajući sustav nelinearnih jednadžbi, razvijen je i u nastavku prikazan iterativni algoritam koji uvažava ova dodatna ograničenja i temelji se na dvije međusobno povezane iterativne petlje.

2. HIDRAULIČKA ANALIZA UNUTARNJEG TOKA

Iz praktičnih će razloga vremenski period u kojem se tok u difuzorskoj sekciji može tretirati kao stacionaran biti značajno duži od perioda u kojem će biti okarakteriziran nestacionarnim efektima. Ova karakteristika sustava proizlazi iz zahtjeva za relativno brzim dostizanjem stacionarnih uvjeta toka, omogućujući time optimizaciju naizmjeničnih ciklusa pražnjenja (Bleninger et al., 2002.). Prema tome, prikazani algoritam je razvijen kako bi osigurao optimalan učinak pražnjenja za vrijeme stacionarnih uvjeta toka. Teorijski okvir temelji se na pretpostavci da se tok može promatrati kao jednodimenzionalan (što je obično opravdano za razmatrane slučajeve).

2.1. Geometrijska parametrizacija

U svrhu izlaganja proračunskog algoritma prikladno je uvesti diskretnu koordinatu i kako bi se povezale sve relevantne mehaničke i geometrijske veličine toka s određenom sapnicom. Veličine koje se odnose na sapnicu

i bit će označene indeksom i . Numeracija sapnica počinje sapnicom na kraju difuzorske cijevi gdje je $i=1$ te završava na uzvodnom kraju gdje je i jednak ukupnom broju sapnica ni .

Relevantne mehaničke veličine će duž difuzora varirati kao posljedica trenja, promjena u geometriji toka i ispuštanja efluenta kroz sapnice. Iz tog je razloga potrebno uvesti simboličku distinkciju između ovih veličina. Pritom, prije toga je potrebno uvažiti pretpostavku da relevantne mehaničke i geometrijske veličine unutar difuzora ostaju konstantne između dvije susjedne sapnice. U skladu s navedenim uvodi se diskretna koordinata j u svrhu povezivanja mehaničkih i geometrijskih karakteristika toka s određenim segmentom difuzora definiranim kao sekcija između susjednih sapnica (npr. sapnice i i $i+1$). Veličine koje se odnose na segment difuzora j su definirane indeksom j . Indeks j može poprimiti vrijednosti od 1 na nizvodnom kraju difuzora, do n_j na uzvodnom kraju difuzora, gdje je n_j ukupan broj segmenata definiranih između dvije susjedne sapnice (vrijedi i jednakost $n_j = n_{j-1}$).

2.2. Inicijalizacija protoka

Protok koji se ispušta u recipijent je za stacionarne uvjete toka jednak protoku Q_d koji u istoj jedinici vremena ulazi u cijev difuzora. Od uzvodnog segmenta difuzora n_j , protok Q_d se duž difuzorske cijevi linearno smanjuje do vrijednosti $(\Delta Q_d)_{i=1}$ na nizvodnoj sapnici, koja ujedno predstavlja protok na izlazu iz svake sapnice pri jednolikom ispuštanju efluenta. U svrhu definiranja protoka $(\Delta Q_d)_{i=1}$, potrebno je u prvom redu odrediti potrebnu izlaznu brzinu $(v_n)_{i=1}$ koja će osigurati zahtijevano početno razrjeđenje. Ovaj je uvjet potrebno zadovoljiti na nizvodnoj sapnici, jer će se na istoj ostvariti najmanja izlazna brzina, što je uvjetovano prethodnim padom tlaka na uzvodnom dijelu difuzora. Drugim riječima, ukoliko je navedena brzina $(v_n)_{i=1}$ dovoljna da se osigura potrebno početno razrjeđenje na sapnici $i=1$, tada će početno razrjeđenje na preostalim sapnicama biti i više nego dovoljno (budući da će izlazna brzina na ostalim otvorima biti veća od razmatrane).

Nakon što je ranijim postupkom određena izlazna brzina na prvoj sapnici $(v_n)_{i=1}$ (Akar i Jirka, 1991.; Jirka i Lee, 1994.), odabrana veličina otvora $(A_p)_{i=1}$ implicira izlazni protok $(\Delta Q_d)_i$ na svakoj sapnici u iznosu $(v_n)_{i=1} \cdot (A_p)_{i=1}$. Međutim, važno je napomenuti da je površina otvora svake sapnice ograničena minimalnom vrijednošću koja onemogućuje pojavu začepjenja (Wood et al., 1993.). Lako je zaključiti kako se potreban broj sapnica smanjuje povećanjem vrijednosti $(A_p)_{i=1}$. Za zahtijevanu jednoliku raspodjelu protoka po sapnicama vrijednost površine $(A_p)_{i=1}$ definira vrijednost protoka u svim sapnicama $((\Delta Q_d)_{i=1} = (\Delta Q_d)_i > 1)$, a ukupan broj sapnica ni će slijediti iz zaokruženog omjera $Q_d / ((\Delta Q_d)_{i=1})$ (predlaže se da se zaokruživanje provodi na veći broj). S druge strane, ukoliko se razmatra nejednolika raspodjela

protoka, ukupan broj sapnica n_i može se dobiti kriterijem jednakosti zbroja protoka kroz sve sapnice i protoka Q_d .

2.3. Geometrija difuzora

Geometrijska svojstva difuzora treba unaprijed odrediti, tj. prije početka računalnog postupka koji će dovesti do optimalne raspodjele površina otvora sapnica. Međutim, nisu sva geometrijska svojstva proizvoljna. Naime, duljina difuzora L_d je ograničena potrebnim brojem sapnica n_i i određenom minimalnom udaljenošću između njih. Ukoliko su sapnice na jednakim udaljenostima, te ako je duljina $(\Delta L_d)_j$ prepoznata kao segment difuzora između dviju susjednih sapnica, L_d se jednostavno može izračunati kao $\Sigma(\Delta L_d)_j$. Iako je minimalna udaljenost između sapnica rijetko predmet kompromisa, treba primijetiti da se ukupna duljina difuzora L_d i dalje može kontrolirati definirajući različiti broj sapnica, odnosno za zadani protok Q_d se broj sapnica može reducirati ili povećati prikladnim manipuliranjem izlazne brzine $(v_n)_{i=1}$, uzimajući u obzir usvojenu vrijednost minimalne brzine na izlazu. Naime, s ciljem ostvarivanja maksimalnog razrjeđenja, za morski recipijent se u području bliske zone uobičajeno usvaja minimalna udaljenost sapnica temeljem uvjeta o „nepreklapajućim“ uzgonskim mlazovima iz susjednih sapnica. U tu se svrhu koriste karakteristični uvjeti vertikalne raspodjele temperature i saliniteta mora u ljetnom periodu godine te karakteristični polumjer mlaza.

Nakon što se odredi duljina cijevi difuzora L_d , što može zavisiti i o uvjetima temeljenja i lokalne batimetrije, treba odrediti protočnu površinu cijevi difuzora $(A_d)_p$, tj. odabrati promjer difuzora D_d . U ovom trenutku razmatranje će se zadržati na difuzoru s konstantnim promjerom, tj. usvaja se jednakost $(D_d)_j = D_d$. Za prvu pretpostavku, odnosno za inicijalizaciju proračuna se D_d može dobiti iz empirijske jednadžbe

$$D_d = \frac{f_d L_d}{3} \quad (1)$$

u kojoj f_d označava Darcyjev koeficijent trenja. Budući da je više nego opravdano očekivati turbulentni režim toka, Darcyjev koeficijent trenja f_d se može odrediti putem eksplicitne aproksimacije Colebrook-White-ove jednadžbe, odnosno iz jednadžbe (Haaland, 1983.)

$$f_d = \left(-1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon_d / D_d}{3.7} \right)^{1.1} \right) \right)^{-2} \quad (2)$$

u kojoj Re označava lokalni Reynoldsov broj te ε_d apsolutna hrapavost stjenke difuzora. Lokalni Reynoldsov broj je određen omjerom $\rho v(v_d)_j \times D_d / \mu_e$, gdje $(v_d)_j$ označava lokalnu srednju brzinu protoka na difuzorskom segmentu j , a μ_e dinamičnu viskoznost efluenta [M/(LT)]. Brzina $(v_d)_j$ se može definirati putem omjera $4(\Delta Q_d)_j / (D_d)2\pi$.

Uvrštavajući jed. (2) u jed. (1), generira se iterativni proračunski algoritam putem kojeg je moguće definirati početnu pretpostavku promjera difuzora D_d . Treba imati na umu da postupak postaje složeniji ako se za f_d koristi implicitna jednadžba Darcyjevog koeficijenta trenja (Colebrook, 1939.).

Za relativno dugačke difuzore podmorskih ispusta bilo bi prikladno da se promjer difuzora progresivno smanjuje u smjeru toka (Rawn et al., 1960.). Ovakva vrsta inženjerske intervencije u geometriji toka se obično koristi za kompenzaciju progresivnog opadanja protoka uzduž difuzora. S praktičnog aspekta, redukcija poprečnog presjeka difuzora se najčešće postiže spajajući cijevi različitih profila, gdje svaka cijev tada čini zaseban segment j difuzora. Sukladno navedenom, na kraju svakog segmenta j promjer difuzora će se u nastavku rada označavati s $(D_d)_j$ i time će se uvažiti primjenjiv poprečni presjek difuzora. Treba imati na umu da postupno smanjenje promjera $(D_d)_j$, tj. protočne površine $(A_d)_j$, nije rezultat predloženog iterativnog algoritma. Naime, prostornu izmjenu promjera $(D_d)_j$ treba unaprijed definirati i interpretirati kao kalibracijski parametar. Međutim, ako se uzme u obzir prethodno definirana protočna površina $(A_d)_{i=1}$, postoji ograničenje minimalnog promjera $(D_d)_{j=1}$, tj. protočna površina $(A_d)_{j=1}$ treba biti takva da se sačuva nejednakost $(v_n)_i \gg (v_n)_{j=i}$ (Bleninger et al., 2002.). Na taj način, određivanjem promjera $(D_d)_{j=1}$, može se dobiti svaki sljedeći uzvodni promjer kao $(D_d)_j = (D_d)_{j-1} + (\Delta D_d)_j$, gdje $(\Delta D_d)_j$ označava inkrementalno povećanje promjera difuzora.

2.4. Linija energije

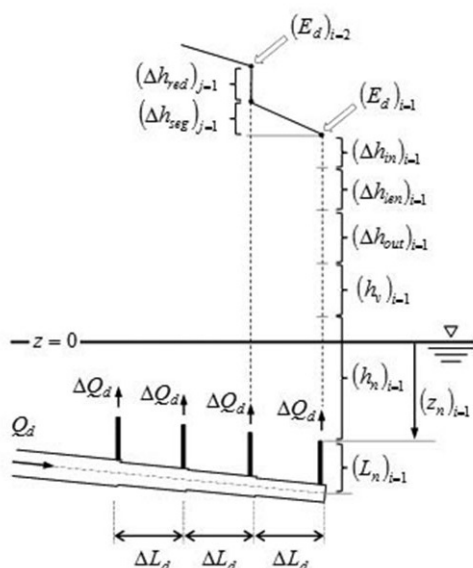
Kao ključni dio predloženog računalnog postupka potrebno je odrediti visinsku kotu linije energije (LE) uzduž cijevi difuzora podmorskog ispusta. Ovaj postupak zahtijeva poznavanje prostorne raspodjele brzine $(v_d)_j$, koja se na sekciji j može kvantificirati kao omjer protoka $(Q_d)_j$ i protočne površine $(A_d)_j$. Svakako je dobro napomenuti da se za predloženi proračunski algoritam vrijednost smanjenja protoka duž difuzorske cijevi može podesiti na bilo koji način te da će ovdje izloženi iterativni algoritam utvrditi točne površine otvora sapnica potrebne za postizanje zadanog rasporeda izlaznog protoka. Ovakvi uvjeti mogu biti interesantni za nekonvencionalne građevinske zahvate u oblasti *ekohidraulike*, ali i tamo gdje se radi o izuzetno dugim difuzorima kod kojih su sapnice na značajno različitim dubinama. Međutim, ukoliko se razmatra jednolik raspored protoka na sapnicama (uobičajena projektantska zadaća), tada je potrebno da se vrijednost protoka Q_d smanjuje za konstantni interval $(\Delta Q_d)_j$. Počevši od nizvodnog segmenta difuzora, gdje je $(Q_d)_j = (\Delta Q_d)_j$, vrijednost protoka u bilo kojem uzvodnom segmentu se može izračunati kao $(Q_d)_j = (Q_d)_{j-1} + (\Delta Q_d)_{j-1}$, odakle slijedi brzina $(v_d)_j$ iz omjera $(Q_d)_j / (A_d)_j$.

Redoslijed numeriranja sapnica je namjenski odabran. Naime, redoslijed numeriranja je povezan s redoslijedom proračuna u kojem će se prvo odrediti visinska kota

LE $(E_d)_i$ na mjestu sapnice $i=1$. Proračun započinje na nizvodnom kraju difuzora gdje se vrijednost tlaka može kvantificirati iz određene izlazne brzine $(v_n)_{i=1}$ potrebne za ostvarivanje zadanog početnog razrjeđenja. Ukoliko se ukupna mehanička energija vode izrazi u terminima jedinične težine, raspoloživa energija na kraju difuzora se može povezati s udaljenošću otvora sapnice $i=1$ i visine $(E_d)_{i=1}$ iznad slobodne površine mora. Za slučaj gdje je $\rho_r > \rho_e$ slika 1 daje geometrijsku interpretaciju sudjelujućih komponenata energije izraženih u visinskom obliku, i to na mjestu sapnice $i=1$. Naime, dobivena vrijednost uključuje gubitak tlaka $(\Delta h_{in})_{i=1}$ na ulazu u otvor sapnice, gubitak tlaka $(\Delta h_{len})_{i=1}$ duž sapnice (ako sapnica nije izvedena samo kao otvor) i gubitak tlaka $(\Delta h_{out})_{i=1}$ na izlazu iz sapnice. Ostatak dostupne energije se može povezati s brzinom visinom $(h_v)_{i=1}$. Visinska kota $(E_d)_i$ iznad osi difuzora, koja se nalazi na dubini $(z_n)_{i=1}$, se može izračunati primjenjujući Bernoullijevu jednadžbu za strujnicu koja prolazi kroz sapnicu $i=1$, čime se definira jednakost (Rawn et al., 1960.)

$$(E_d)_{i=1} = (z_n)_{i=1} + (h_n)_{i=1} + (h_v)_{i=1} + (\Delta h_{out})_{i=1} + (\Delta h_{len})_{i=1} + (\Delta h_{in})_{i=1} \quad (3)$$

te će se određivanje veličina sudjelujućih članova objasniti u nastavku. Član $(z_n)_{i=1}$ označava dubinu sapnice te potreba za indeksiranjem i razlikovanjem ovog člana po sapnicama proizlazi iz činjenice da visina sapnica može varirati duž difuzora, a time i tlak mora. Drugi član $(h_n)_{i=1}$ označava doprinos tlaka mora, izraženog u obliku tlačne visine na izlazu iz sapnice (Morton et al., 1956.; Hirst, 1971.). U svrhu kvantificiranja člana $(h_n)_{i=1}$, treba uzeti u obzir eventualnu stratificiranost mora, odnosno promjenjivost gustoće mora $\rho_r(z)$ po dubini z , tako da se za prvu sapnicu $i=1$ ovaj član može odrediti iz jednakosti



Slika 1: Geometrijska interpretacija sudjelujućih komponenata mehaničke energije izraženih u visinskom obliku uzduž osi difuzora ispod sapnice $i=1$.

$$(h_n)_{i=1} = |(z_n)_{i=1}| \frac{\rho_r ((z_n)_{i=1})}{\rho_e} \quad (4)$$

gdje je uvedena apsolutna vrijednost člana $(z_n)_{i=1}$, budući da se za referentnu visinsku kotu uzima slobodna vodena površina mora (slika 1). Brzinska visina $(h_v)_{i=1}$ u jed. (3) može se odrediti iz pretpostavljene izlazne brzine $(v_n)_{i=1}$ kao

$$(h_v)_{i=1} = \alpha \frac{(v_n)_{i=1}^2}{2g} \quad (5)$$

gdje α označava Coriolisov koeficijent [1], uveden da omogući proračun kinetičke energije u terminima srednje brzine toka $(v_n)_{i=1}$, te g označava gravitaciono ubrzanje sile teže [L/T²]. Preostali članovi u jed. (3) proizlaze iz gubitka tlačne visine duž sapnice. Na izlazu iz sapnice gubitak tlačne visine je određen konstitutivnom relacijom

$$(\Delta h_{out})_{i=1} = (\zeta_{out})_{i=1} \frac{(v_n)_{i=1}^2}{2g} \quad (6)$$

u kojoj je $(\zeta_{out})_{i=1}$ koeficijent lokalnog gubitka koji ovisi o lokalnoj geometriji toka, lokalnoj brzini $(v_n)_{i=1}$ i o razlici gustoća fluida. Za prikladno oblikovan otvor sapnice na difuzoru i za turbulentno prodiranje mlaza u morski recipijent, $(\zeta_{out})_{i=1}$ se može usvojiti jednakim 0.1.

Ako se razmotre sapnice koje nisu izvedene samo kao otvor u cijevi, već imaju stanovitu cijev ili elongaciju, gubitak tlaka $(\Delta h_{len})_{i=1}$ može varirati duž sapnice i u kumulativnom smislu predstavlja sumu svih doprinosa koji se mogu javiti radi promjena u geometriji sapnice. U navedenim okolnostima brzina $(v_n)_{i=1}$ može varirati unutar sapnice kao posljedica suženja ili proširenja površine poprečnog presjeka same sapnice, odnosno elongacije. U tom slučaju brzina toka (v^*) , se u nekom dijelu sapnice može izraziti koristeći brzinu $(v_n)_i$ pozivajući se na princip očuvanja mase i činjenicu da se razmatra stacionarno strujanje efluenta. Brzina $(v^*)_i$ se može izračunati iz omjera $(v_n)_i (A_n)_i / (A^*)_i$, gdje $(A^*)_i$ označava proširenu ili suženu površinu poprečnog presjeka elongacije. Ukoliko se takve sapnice uzmu u obzir, u jed. (3) treba dodati nove članove gubitka tlaka. Kako bi se sačuvala jednostavnost u izlaganju predloženog algoritma, u nastavku rada će se razmatrati sapnice s konstantnim promjerom $(D_n)_i$, a gubitak tlaka na sapnici će se kvantificirati Darcy-Weisbachovom jednadžbom

$$(\Delta h_{len})_{i=1} = (f_n)_{i=1} \frac{(L_n)_{i=1}}{(D_n)_{i=1}} \frac{(v_n)_{i=1}^2}{2g} \quad (7)$$

u kojoj $(f_n)_{i=1}$ označava odgovarajući Darcyjev koeficijent trenja (2). Međutim, vrijednost Δh_{len} se može eksplicitno

odrediti samo za prvu sapnicu. Naime, samo za tu sapnicu su unaprijed poznate brzina $(v_n)_{i=1}$ i promjer $(D_n)_{i=1}$. Za ostale sapnice je potrebno definirati iterativni proračun koji će biti okarakteriziran stanovitim matematičkim uvjetima i koji će se implementirati u ovdje predloženi proračunski postupak.

Posljednji član u jed. (3) označava gubitak tlaka na otvoru sapnice i može se kvantificirati slično kao u jed. (6) putem empirijske jednakosti

$$(\Delta h_{in})_{i=1} = (\zeta_{in})_{i=1} \frac{(v_n)_{i=1}^2}{2g} \quad (8)$$

u kojoj $(\zeta_{in})_{i=1}$ označava koeficijent lokalnog gubitka na ulazu, a obično se pretpostavlja u iznosu od 0.5 (Idelchik, 1986.).

Nakon što je definirana kota EL, odnosno veličina $(E_d)_{i=1}$ (3), ista veličina za ostale sapnice $(E_d)_{i>1}$ se može definirati iz poznatih brzina $(v_d)_j$ i geometrijskih karakteristika difuzora. Naime, veličina $(E_d)_{i=2}$ iznad sapnice $i=2$ je definirana tako da se na vrijednost nizvodne veličine $(E_d)_{i=1}$ dodaje gubitak tlaka koji se ostvario duž segmenta difuzora $j=1$ (3). Osim gubitka tlaka duž segmenta $j=1$, ako se protočna površina $(A_d)_j$ progresivno sužava u smjeru toka, treba uključiti i lokalni gubitak tlaka na redukciji presjeka. Utjecaj ovog gubitka tlaka na $(E_d)_i$ bit će vidljiv kao nagli skok u koti EL na istoj lokaciji. Vrijednost $(\zeta_{red})_j$ koeficijenta lokalnog gubitka tlaka se može izračunati putem jednakosti (Idelchik, 1986.)

$$(\zeta_{red})_j = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{(A_d)_{j+1}}{(A_d)_j} \right)^{3/4} \quad (9)$$

u kojoj $(A_d)_{j+1}$ označava površinu poprečnog presjeka uzvodnog segmenta difuzora. Ovaj postupak se može generalizirati te se $(E_d)_i$ na otvoru sapnice i može odrediti koristeći jednakost (Rawn et al., 1960.)

$$(E_d) = (E_d)_{i-1} + \frac{(v_d)_{j=i-1}^2}{2g} \left((f_d)_{j=i-1} \frac{(\Delta L_d)_i}{(D_d)_{j=i-1}} + (\zeta_{red})_{j=i} \right) \text{ za } i > 1 \quad (10)$$

2.5. Piezometarska linija

Kotu piezometarske linije (PL) treba definirati duž difuzora. Ovaj podatak je neophodan u svrhu definiranja vrijednosti tlaka na ulazu u difuzor, ali i definiranja karakteristika crpki u crpnoj stanici na drugom „kopnenom“ kraju podmorskog ispusta. U tu se svrhu kota piezometarske linije $(H_d)_i$ može jednostavno dobiti smanjenjem kote energetske linije $(E_d)_i$ za brzinsku visinu

definiranom brzinom $(v_d)_j$. Treba imati na umu da se u tom slučaju može primijetiti skok u polju tlaka na mjestu sapnica i to kao posljedica naglih smanjenja površina poprečnih presjeka $(A_d)_j$ između segmenata difuzora (French, 1972.). Naime, tlačna visina kod sapnica se može povećati ako je brzina u uzvodnom segmentu difuzora $(v_d)_j$ veća od brzine u nizvodnom segmentu difuzora $(v_d)_{j+1}$.

2.6. Izlazna brzina

Izlazna brzina $(v_n)_i$ se može definirati polu-empirijskim oblikom Bernoullijeve jednadžbe, tj. jednadžbom istjecanja iz otvora (Fischer et al., 1979.)

$$(v_n)_i = (c_n)_i \sqrt{2g (h_d)_i} \quad (11)$$

u kojoj $(c_n)_i$ označava koeficijent brzine [1], koji je obično prilično visok tj. između 0,95 i 0,99 (Daugherty i Franzini, 1965.); te je uveden tako da se izlazna brzina može pretpostaviti konstantnom duž površine poznate pod nazivom *vena contracta*. Brzinska visina $(h_d)_i$ može se izračunati pozivajući se na princip očuvanja energije, tj. povezivanjem poznate energije $(E_d)_i$ u segmentu difuzora $j=i$ s energijom na izlazu sapnice i . Za sapnicu i s kružnim i konstantnim poprečnim presjekom, $(h_d)_i$ poprima oblik (slika 1)

$$(h_d)_i = (E_d)_i - \left((z_n)_i + (h_n)_i + \frac{(v_n)_i^2}{2g} \times \left((\zeta_{in})_i + \frac{(f_n)_i (L_n)_i}{(D_n)_i} + (\zeta_{out})_i \right) \right) \quad (12)$$

Za dani promjer otvora $(D_n)_i$ izlazna brzina $(v_n)_i$ može se izračunati iz jed. (11). Međutim, ako se promjer otvora $(D_n)_i$ tretira kao parametar koji je prema nekom unaprijed definiranom kriteriju podložan optimizaciji, sustav se ne može riješiti standardnim iterativnim postupkom, ali se u tu svrhu može primijeniti postupak izložen u nastavku.

3. ITERATIVNI ALGORITAM

Za zadanu geometriju difuzora podmorskog ispusta, izlazne brzine $(v_n)_{i=1}$ i površine otvora $(A_n)_{i=1}$, potrebno je odrediti brzine $(v_n)_{i>1}$ i površine $(A_n)_{i>1}$ kako bi se osiguralo dovoljno početno razrjeđenje i jednolika raspodjela izlaznih protoka iz sapnica uzduž difuzora. U tu će se svrhu na sve sapnice difuzora primijeniti jed. (11) i (12), ali tako da se promjer sapnica $(D_n)_{i>1}$ smatra varijablom koju treba optimizirati prema zahtjevu za jednolikom raspodjelom izlaznih protoka iz sapnica i dovoljnim početnim razrjeđenjem. Kako bi se dobilo jedinstveno rješenje i za $(D_n)_{i>1}$ i $(v_n)_{i>1}$, sustav treba dodatno optimizacijsko ograničenje. Ukoliko se razmatra kružni poprečni presjek, jednadžba koja se odnosi na $(D_n)_i$ i $(v_n)_i$ poprima oblik

$$(\Delta Q)_i = (c_d)_i (c_v)_i (v_n)_i \frac{(D_n)_i^2 \pi}{2g} \quad (13)$$

u kojoj $(c_d)_i$ označava koeficijent kontrakcije [1]. U navedenoj jednadžbi je varijabla $(D_n)_i$ predmet optimizacije te će se iz tog razloga izolirati na jednu stranu. Međutim, prije toga je prikladno jed. (13) zapisati u obliku (Daugherty i Franzini, 1965.)

$$(\Delta Q)_i = (c_d)_i (v_n)_i \frac{(D_n)_i^2 \pi}{4} \quad (14)$$

u kojoj $(c_d)_i$ označava koeficijent istjecanja [1] te je definiran umnoškom $(c_d)_i \times (c_v)_i$ i uvodi se kako bi se uključio efekt suženja mlaza kroz protočnu površinu i neravnomjernu raspodjelu brzine po presjeku mlaza. Eksperimenti su pokazali da koeficijent $(c_d)_i$ ovisi o brzini u osi difuzora $(v_n)_i$ te za profilirane otvore, McNownovi eksperimenti (1954.) pokazuju da se može aproksimirati s polu-empirijskim izrazom

$$\begin{aligned} (c_d)_i &= 0,975 \left(1 - \frac{(v_n)_i^2}{2g(h_n)_i} \right) = \\ &= 0,975 \left(1 - \frac{(v_n)_i^2}{(v_n)_i^2 (c_v)_i^{-2}} \right) \end{aligned} \quad (15)$$

Sada se promjer otvora $(D_n)_i$ može izraziti kao funkcija nepoznate brzine $(v_n)_i$ u obliku

$$(D_n)_i = \sqrt{\frac{4 (\Delta Q)_i}{(v_n)_i \pi (c_d)_i}} \quad (16)$$

Supstitucijom $(D_n)_i$ iz jed. (16) u jed. (12), izlazna brzina $(v_n)_i$ definirana jed. (11) može se izraziti u obliku

$$(v_n)_i = \sqrt{2g ((E_d)_i - ((z_n)_i + (h_n)_i + \beta))} \quad (17)$$

gdje parametar β ima vrijednost

$$\beta = \frac{(v_n)_i^2}{2g} (\zeta_{in})_i + \left(\frac{(f_n)_i (L_n)_i}{\sqrt{\frac{4 (\Delta Q)_i}{(v_n)_i \pi (c_d)_i}}} \right) + (\zeta_{out})_i \quad (18)$$

Ukoliko se koeficijent trenja $(f_n)_i$, koeficijent istjecanja $(c_d)_i$ i promjer $(D_n)_i$ privremeno shvate kao konstantne vrijednosti, kao što će i biti slučaj unutar jedne iterativne petlje u razvijenom algoritmu, prijašnja nelinearna

jednadžba (17) se može riješiti po brzini $(v_n)_i$ primjenjujući Newton-Raphsonov iterativni postupak. U tu je svrhu uveden redni broj iteracije k kako bi se razlikovale vrijednosti brzina dobivenih u različitim iterativnim ciklusima. Dakle, nepoznata brzina $k+1(v_n)_i$ koja će očuvati jednakost jed. (17) se može dobiti iz neke početne pretpostavke $k(v_n)_i$ nizom uzastopnih proračuna definiranih s progresivnim ažuriranjem iste veličine u obliku

$${}^{k+1}(v_n)_i = {}^k(v_n)_i - \frac{f({}^k(v_n)_i)}{\frac{df({}^k(v_n)_i)}{dv_n}} \quad (19)$$

gdje funkcija $f({}^k(v_n)_i)$ slijedi iz jed. (17) i ima vrijednost

$$f({}^k(v_n)_i) = \sqrt{2g ((E_d)_i - ((z_n)_i + (h_n)_i + {}^k\beta)) - ({}^k(v_n)_i)} \quad (20)$$

a parametar β u iteraciji k ima vrijednost

$${}^k\beta = \frac{{}^k(v_n)_i^2}{2g} (\zeta_{in})_i + \left(\frac{(f_n)_i (L_n)_i}{\sqrt{\frac{4 (\Delta Q)_i}{({}^k(v_n)_i \pi (c_d)_i)}}} \right) + (\zeta_{out})_i \quad (21)$$

Derivacija funkcije $f({}^k(v_n)_i)$ se u odnosu na $(v_n)_i$ može definirati u obliku

$${}^k\beta = \frac{{}^k(v_n)_i^2}{2g} \left((\zeta_{in})_i + \frac{(f_n)_i (L_n)_i}{\sqrt{\frac{4 (\Delta Q)_i}{({}^k(v_n)_i \pi (c_d)_i)}}} \right) + (\zeta_{out})_i \quad (22)$$

u kojem

$${}^kF_n = \sqrt{2g} \left({}^k\alpha + \frac{\sqrt{\pi} (f_n)_i (\Delta Q)_i (L_n)_i}{8(c_d)_i g \left(\frac{(\Delta Q)_i}{({}^k(v_n)_i (c_d)_i)} \right)^{\frac{3}{2}}} \right) \quad (23)$$

i parametar α u iteraciji k poprima vrijednost

$${}^k\alpha = \frac{{}^k(v_n)_i \left((\zeta_{in})_i + \frac{\sqrt{\pi} (f_n)_i (L_n)_i}{2 \sqrt{(\Delta Q)_i} ({}^k(v_n)_i (c_d)_i)^{-1}} \right) + (\zeta_{out})_i}{g} \quad (24)$$

a nazivnik na desnoj strani jed. (20) se može odrediti iz jednakosti

$$kF_d = 2 \sqrt{g((E_d)_i - ((z_n)_i + (h_n)_i + k\gamma))} \quad (25)$$

u kojoj je parametar γ u iteraciji k definiran jednačbom

$$k\gamma = \frac{k(v_n)_i^2 \left((\xi_{in})_i + \frac{\sqrt{\pi} (f_n)_i (L_n)_i}{2 \sqrt{(\Delta Q)_i (v_n)_i (c_d)_i}} + (\xi_{out})_i \right)}{2g} \quad (26)$$

Proračunski postupak definiran jednačbom (18) se provodi sve dok razlika između brzina $^{k+1}(v_n)$ i $^k(v_n)$ u susjednim iterativnim ciklusima ne postane manja od neke unaprijed definirane vrijednosti. Numerički primjeri su pokazali da se kriterij konvergencije za sve sapnice postiže u samo nekoliko iterativnih ciklusa ako se za početnu pretpostavku brzine $^{k=1}(v_n)$ primjenjuje unaprijed definirana vrijednost $(v_n)_{i=1}$.

Proračunski postupak definiran jed. (18) je implementiran u *unutarnju iterativnu petlju* u kojoj se $(v_n)_i$ proračunava tretirajući $(f_n)_i$, $(c_d)_i$ i $(D_n)_i$ kao konstante. Za proračun brzina $(v_n)_{i>1}$ i promjera sapnica $(D_n)_{i>1}$, koji će dati unaprijed definiranu raspodjelu protoka i postići traženo početno razrjeđenje, unutarnji iterativni postupak je implementiran u *vanjsku iterativnu petlju* razvijenu u svrhu uključivanja funkcijskih zavisnosti definiranih jed. (6), (7), (8), (12), (15) i (16). Drugim riječima, izračunato rješenje brzine $(v_n)_i$ će se koristiti u drugoj iterativnoj petlji da se prilagode vrijednosti $(f_n)_i$ i $(c_d)_i$ i odredi površina otvora sapnica $(D_n)_i$ potrebna za osiguravanje definiranog protoka $(\Delta Q)_i$ u sapnici i . Na temelju dobivenih vrijednosti $(f_n)_i$, $(c_d)_i$ i $(D_n)_i$ u vanjskoj iterativnoj petlji, u unutarnjem iterativnom postupku se proračunava nova iterativna vrijednost $(v_n)_i$. Računalni postupak se nastavlja sve dok se istovremeno ne postignu oba kriterija konvergencije (za unutarnju i vanjsku petlju). Postupak je definiran u nastavku.

4. NUMERIČKA IMPLEMENTACIJA

Teorijski model toka generira dvije međusobno povezane iterativne petlje koje se u nastavku razlažu na detaljni proračunski postupak pogodan za računalnu implementaciju. U tu će svrhu međusobno povezane funkcionalne zavisnosti: $(v_n)_i((c_d)_i, (E_d)_i)$ dane u jed. (17), $(c_d)_i((v_n)_i, (v_n)_i)$ dane u jed. (15), $(h_w)_i((v_n)_i, (f_n)_i)$ dane u jed. (12), $(f_n)_i((v_n)_i, (D_n)_i)$ i $(D_n)_i((v_n)_i, (c_d)_i)$ dane u jed. (16) zahtijevati prikladnu iterativnu shemu za pronalaženje rješenja brzine $(v_n)_{i>1}$ i promjera $(D_n)_{i>1}$. Predloženi numerički postupak zahtijeva sljedeće korake inicijalizacije: (I.) Odaberi vrijednost protoka Q_d na ulazu u difuzor, (II.) odaberi željenu raspodjelu protoka duž difuzora $(\Delta Q)_i$ takvu da je $\Sigma(\Delta Q)_i = Q_d$, (III.) odaberi izlaznu brzinu na prvoj sapnici $(v_n)_{i=1}$ koja osigurava početno razrjeđenje, (IV.) proračunati promjer površine otvora na prvoj sapnici $(D_n)_{i=1}$ kako bi se osigurao protok $(\Delta Q)_{i=1}$, (V.) definirati geometriju difuzora i sapnica, (VI.) definirati

funkciju varijacije gustoće $\rho(z)$, (VII.) proračunati vrijednost protoka duž difuzora $(Q_d)_i = (Q_d)_{i-1} + (\Delta Q)_i$, (VIII.) proračunati brzinu duž difuzora $(v_d)_i = (Q_d)_i / (A_d)_i$, (IX.) proračunati $(E_d)_i$ prema jed. (3). Ostatak računalnog postupka sažet je u sljedećem algoritmu:

Korak 1: za $i = 2$ do n_i vrši korake od 2 to 22

Korak 2: inicijalizira $k=1$, $K=1$ i $^k(v_n)_i = (v_n)_{i=1}$

Korak 3: postavlja $v_{residual\ outer} = tolerancija$

Korak 4: vanjska petlja: dok $v_{residual\ outer} \geq tolerancije$, izvršava korake od 4 do 21

Korak 5: proračunava promjer $(D_n)_i$ za $^k(v_n)_i$ prema jed. (16)

Korak 6: proračunava lokalni Reynoldsov broj $(R_n)_i$ za $^k(v_n)_i$

Korak 7: proračunava lokalni Darcyjev koeficijent trenja $(f_n)_i$ za $^k(v_n)_i$

Korak 8: proračunava lokalni gubitak $(\Delta h_{out})_i$ za $^k(v_n)_i$ na izlazu iz sapnice prema jed. (6)

Korak 9: proračunava linijski gubitak $(\Delta h_{len})_i$ za $^k(v_n)_i$ duž sapnice prema jed. (7)

Korak 10: proračunava lokalni gubitak $(\Delta h_{in})_i$ za $^k(v_n)_i$ na otvoru sapnice prema jed. (8)

Korak 11: proračunava brzinsku visinu $(h_w)_i$ za $^k(v_n)_i$ prema jed. (12)

Korak 12: proračunava koeficijent istjecanja $(c_d)_i$ za $^k(v_n)_i$ prema jed. (15)

Korak 13: postavlja $v_{residual\ inner} = tolerancija$

Korak 14: unutarnja petlja: dok $v_{residual\ inner} \geq tolerancije$, izvršava korake od 14 do 18

Korak 15: proračunava novu pretpostavku za brzinu $^{k+1}(v_n)_i$ prema jed. (18)

Korak 16: proračunava rezidual $v_{residual\ inner} = |^{k+1}(v_n)_i - ^k(v_n)_i|$ za unutarnju petlju

Korak 17: ažurira $^k(v_n)_i = ^{k+1}(v_n)_i$

Korak 18: kraj: unutarnja petlja

Korak 19: ažurira $^K(V_n)_i = ^{k+1}(v_n)_i$

Korak 20: Proračunava rezidual $v_{residual\ outer} = |^K(V_n)_i - ^{K-1}(V_n)_i|$ za vanjsku petlju ukoliko $K > 1$

Korak 21: kraj: vanjska petlja

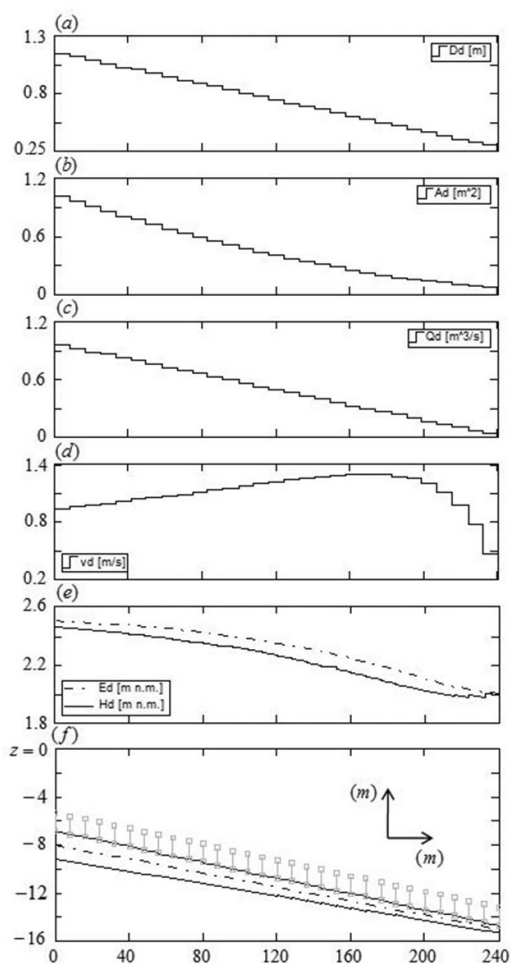
Korak 22: izlaz izlazna brzina $^k(v_n)_i$

Zbog svoje jednostavnosti, prikazani numerički postupak prikladan je za računalnu implementaciju. Štoviše, predstavljeni algoritam dovoljno je općenit da se može jednostavno koristiti i za analizu složenih difuzora u složenim uvjetima rada (npr. stratifikacija mora i neravno morsko dno). Naime, uz sve ostale mogućnosti, prikazani algoritam se može lako proširiti kako bi se uključila ovisnost koeficijenta lokalnih gubitaka, korištenih u jed. (6) i jed. (8), za slučaj da se koriste sapnice s elongacijom.

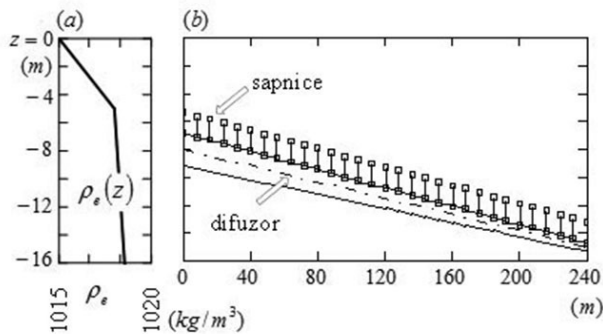
5. NUMERIČKI PRIMJERI

Prikazani numerički algoritam se koristio u svrhu izrade dva numerička primjera. Prvi se odnosi na

jednoliku raspodjelu izlaznih protoka iz sapnica, a drugi na nejednoliku raspodjelu. Treba spomenuti da se industrijskom proizvodnjom podmorskih ispusta uglavnom pokriva potreba pri situacijama nejednolike raspodjele protoka uslijed tehnološki jeftinije izvedbe konstantnog promjera sapnica. Osim unaprijed



Slika 3: Geometrijski i mehanički parametri toka duž difuzora za jednoliku raspodjelu protoka: (a) promjer difuzora, (b) poprečni presjek difuzora, (c) protok unutar difuzora, (d) brzina efluenta unutar difuzora, (e) linija energije i piezometarska linija (f) geometrija difuzora.



Slika 2: (a) Pretpostavljeni profil gustoće mora i (b) geometrija difuzora.

definiranih protoka, svi ostali ulazni podatci su isti. U oba slučaja pretpostavlja se da dotok Q_d iznosi 1000 l/s. Odabrana je minimalna izlazna brzina $(v_n)_{i=1}$ od 3 m/s, a promjer otvora zadnje sapnice $(D_n)_{i=1}$ od 120 mm. Duljine sapnica iznose 1.5 m te su na jednakom međusobnom razmaku od 8 m. Odabrani promjer difuzora $(D_d)_{j=1}$ na nizvodnoj sekciji iznosi 0.3 m te se povećava uzvodno po segmentima difuzora, i to u inkrementima $(\Delta D_d)_j$ od 0.03 m. Dubina uzvodnog segmenta $j=n_j$ je -8 m n.m., a nizvodnog $j=1$ je -15 m n.m. Gustoća efluenta ρ_e iznosi 1015 kg/m^3 , a varijacija gustoće morske vode $\rho_r(z)$ je dana na slici 2. Rezultati su prikazani u dva dijela, tj. u odnosu na relevantne vrijednosti duž difuzora i odnosu na relevantne vrijednosti na sapnicama (točkasti prikaz podataka na mjestima sapnica).

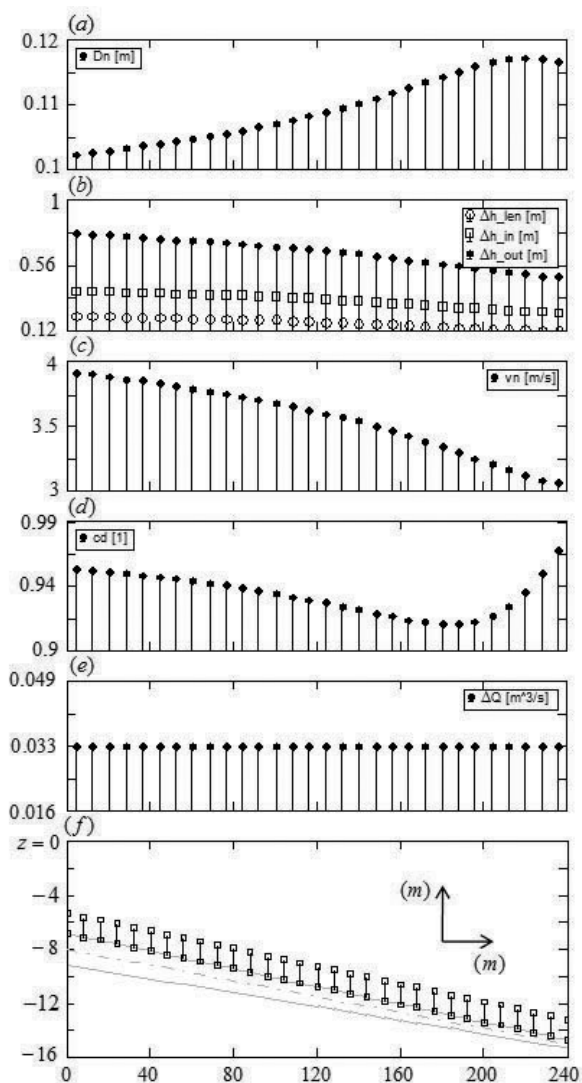
5.1. Jednolika raspodjela protoka

Za određenu izlaznu brzinu $(v_n)_{i=1}$ i promjer otvora $(D_n)_{i=1}$, proračunati inkrementalni protok $(\Delta Q)_{i=1}$ je 33 l/s. Dakle, za pražnjenje dotoka Q_d u recipijent je potrebno ugraditi 31 sapnicu uzduž difuzora. Uz navedenu međusobnu udaljenost sapnica, duljina difuzorske cijevi iznosi 240 m. Predstavljeni iterativni postupak je korišten u svrhu proračuna mjerodavnih mehaničkih veličina unutar difuzorske cijevi. Rezultati su prikazani na slici 3, gdje slike 3a, 3b i 3c prikazuju definirane geometrijske i kinematičke podatke, a slike 3d i 3f proračunatu raspodjelu brzina duž difuzora te kotu energentske linije LE i piezometarske linije PL.

Rezultati koji se odnose na karakteristike toka na sapnicama prikazani su na slici 4, gdje slika 4a prikazuje potrebnu raspodjelu površina otvora sapnica. Ukoliko izlazna brzina $(v_n)_{i=1}$ osigurava potrebno početno razrjeđenje, slika 4c pokazuje da će i početno razrjeđenje na drugim otvorima biti osigurano. S druge strane, ako se proračunate izlazne brzine $(v_n)_{i>1}$ (slika 4c), koeficijent istjecanja $(c_d)_{i>1}$ (slika 4d) i površine otvora $(D_n)_{i>1}$ (slika 4a) koriste za proračun vrijednosti protoka $(\Delta Q)_i$ prema jed. (14), slika 4e pokazuje da je također postignuta i jednolika raspodjela protoka. Ukoliko se uzme u obzir omjer između sume $\sum(D_n)_i$ i prosječne površine difuzora $(\sum(D_d)_j)/n_j$ dobije se vrijednost omjera 0.6, što je u obično preporučenom intervalu (između 1/3 i 2/3).

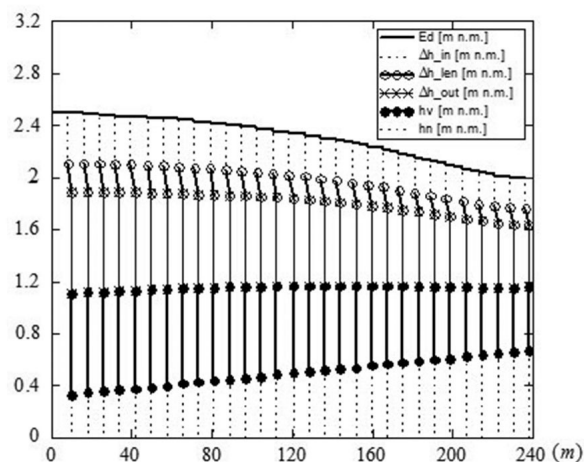
5.2. Nejednolika raspodjela protoka

Iako jednolika raspodjela protoka ima praktični značaj u kanalizacijskim sustavima, s predstavljenim iterativnim algoritmom se može jednostavno upravljati raspodjelom protoka, odnosno proizvoljno zadati distribuciju protoka po sapnicama difuzora. U demonstrativne svrhe se u ovom primjeru zadaje varijabilni protok iz sapnica i to varirajući iznos protoka za parnu i neparnu numeraciju sapnica. Na neparnim sapnicama protok iznosi 10 l/s, a na parnim 65 l/s. Da bi se u ovom slučaju ispustila potrebna količina otpadne vode Q_d u morski recipijent, potrebno je 28 sapnica.

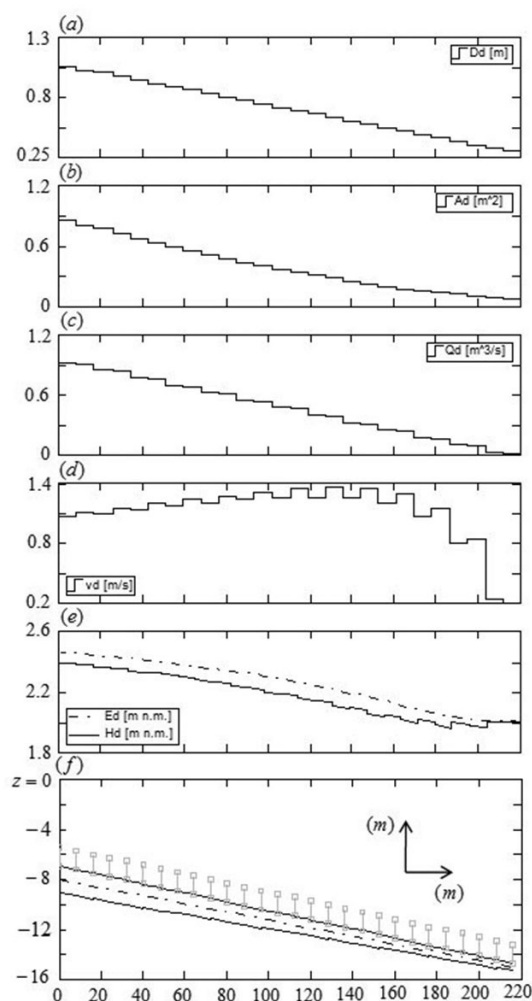


Slika 4: Geometrijski i mehanički parametri toka po sapnicama za jednoliku raspodjelu protoka: (a) promjer sapnica, (b) gubitak tlaka duž sapnica, (c) izlazne brzine, (d) koeficijent istjecanja, (e) protok kroz sapnice (f) raspored sapnica.

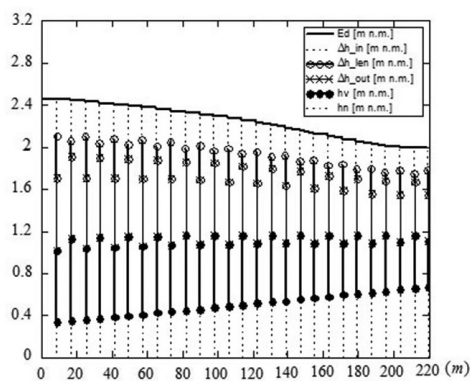
Budući da je broj sapnica različit u odnosu na prethodni primjer, razlikuje se i duljina difuzora. To će značiti manji broj segmenata j , te će zbog progresivnog smanjenja površine poprečnog presjeka $(D_{d,j})=(D_{d,j-1})+(\Delta D_{d,j})$, i uzvodni promjer biti manji od prethodno razmatranog. Navedeno će imati utjecaj na hidraulička svojstva toka unutar difuzorske cijevi. Rezultati za ovu hidrauličku analizu su prikazani na slici 6, gdje slika 6a, 6b i 6c prikazuju geometrijske i kinematičke podatke, a slika 6d proračunatu brzinu, kotu energetske linije LE i kotu piezometarske linije PL. U odnosu na prethodni primjer (slika 3e), očitija je varijacija u polju tlaka i pad tlaka duž sapnica (slika 6e), te posebno na kraju difuzora. Osim zahtjeva za nejednolikom raspodjelom protoka, ovakve varijacije u polju tlaka mogu dodatno zakomplicirati postupak dimenzioniranja otvora. Međutim, prikazani iterativni postupak uspješno određuje raspodjelu površina



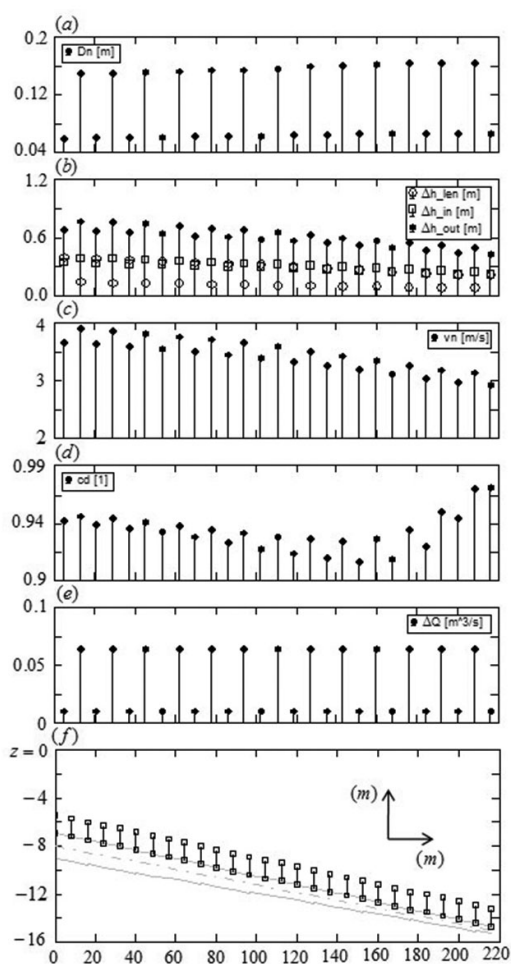
Slika 5: Linija energije duž difuzora za jednoliku raspodjelu protoka, s komponentama energije povezanim s gubitkom tlaka, brzinskom i tlačnom brzinom za sve sapnice.



Slika 6: Geometrijski i mehanički parametri toka duž difuzora za nejednoliku raspodjelu protoka: (a) promjer difuzora, (b) poprečni presjek difuzora, (c) protok unutar difuzora, (d) brzina efluenta unutar difuzora, (e) linija energije i piezometarska linija (f) geometrija difuzora.



Slika 8: Linija energije duž difuzora za nejednoliku raspodjelu protoka, s komponentama energije povezanim s gubitkom tlaka, brzinskom i tlačnom brzinom za sve sapnice.



Slika 7: Geometrijski i mehanički parametri toka po sapnicama za nejednoliku raspodjelu protoka: (a) promjer sapnica, (b) gubitak tlaka duž sapnica, (c) izlazne brzine, (d) koeficijent istjecanja, (e) protok kroz sapnice (f) raspored sapnica.

otvora koja je potrebna za dobivanje zahtijevanog početnog razrjeđenja i željenih protoka kroz sapnice. Distribucija površina otvora je prikazana na slici 7a, dok su proračunate izlazne brzine i koeficijent istjecanja prikazani na slikama 7c i 7d. Koristeći jednadžbu (14) i dobivene rezultate proračuna, lako se uvjeriti da je uvjet rasporeda protoka zadovoljen (slika 7e). Završno, dobro je napomenuti da unaprijed definirana raspodjela protoka može biti proizvoljna, te da će predloženi proračunski algoritam odrediti odgovarajuće površine otvora sapnica. Kako bi se ilustrirao uvjet definiran jed. (3), slika 8 prikazuje komponente energije povezane s padom tlaka te brzinskom i tlačnom visinom na sapnicama.

6. ZAKLJUČAK

U radu je prikazan iterativni numerički postupak razvijen za maksimiziranje efikasnosti, tj. za optimiziranje raspodjele površina otvora sapnica duž difuzora podmorskog ispusta. Zahtjev za minimalnom izlaznom brzinom i/ili određenom raspodjelom protoka iz sapnica se u ovom algoritmu koristi kao optimizacijski kriterij. Naime, osim uobičajene jednolike raspodjele protoka, predloženi iterativni algoritam pruža mogućnost određivanja raspodjele površina otvora sapnica potrebnih za postizanje unaprijed definirane raspodjele protoka iz svih sapnica. Da bi se uzela u obzir funkcionalna ovisnost između gubitka tlaka duž sapnica i izlazne brzine, kao i eksperimentalno dobivene međuzavisnosti koeficijenta istjecanja i izlazne brzine, razvijene su dvije međusobno povezane iterativne petlje. U unutarnjoj iterativnoj petlji dobiva se predviđena izlazna brzina, nakon čega se prilagođava promjer otvora tako da zadovolji unaprijed definirane protoke na sapnicama. Iterativni ciklusi se ponavljaju sve dok se ne ispune oba konvergencijska kriterija. Budući da je numerički postupak razvijen zasebno za svaku sapnicu, bilo kakve eventualne promjene u geometriji sapnica, varijabilnom nagibu difuzora i proizvoljnoj stratifikaciji mora mogu se jednostavno uključiti. Ukoliko kao posljedica lokalne struje i varijabilne prostorne orijentacije sapnica, jednodimenzijnski prikaz protoka nije opravdan, predloženi numerički algoritam još uvijek može biti koristan za definiranje početne raspodjele površina otvora koje zatim mogu biti korištene kao polazište za izradu složenijih 2D ili 3D numeričkih analiza. Zbog svoje relativno male kompleksnosti, rezultirajući numerički postupak može se jednostavno implementirati u računalni kod. Štoviše, pristup je dovoljno općenit da se lako može koristiti i za mnogo složenije optimizacijske analize. ■

LITERATURA

- Abraham, G. (1963.): Jet diffusion in stagnant ambient fluid, Delft Hydraulics Laboratory, Publ. No. 29.
- Akar, P.J.; Jirka, G.H. (1991.): CORMIX2 – An expert system for hydrodynamic mixing zone analysis of conventional and toxic multiport diffuser discharges, DeFrees hydraulics laboratory, School of civil and environmental engineering, Cornell University.
- Bleninger, T.; Jirka, G.H. (2005.): User's manual for CORHYD – an internal diffuser hydraulics model, Institute for Hydromechanics, University Karlsruhe, Germany.
- Bleninger, T.; Lipari, G.; Jirka, G.H. (2002.): Design and optimization program for internal diffuser hydraulics, Proceedings of the International Conference: Marine Waste Water Discharges 2002, Istanbul, Turkey, 16–20.
- Colebrook, C.F. (1939.): Turbulent Flows in Pipes with Particular Reference to the Transition Region between Smooth and Rough Pipe, Laws. J. Inst. Civil Engng., London.
- Daugherty, R.L.; Franzini, J.B. (1965.): Fluid Mechanics, 6th Edition, New York, McGraw-Hill.
- Fischer, H.B.; List, E.J.; Koch, R.C.Y.; Imberger, J.; Brooks, N.H. (1979.): Mixing in Inland and Coastal Waters, Academic Press, New York.
- French, J. (1972.): Internal hydraulics of multiport diffusers, Journal WPCF, Vol. 44, No. 5, 782.
- Haaland, S. (1983.): Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent flow, J. Fluids Engng. 105, 89–90.
- Hirst, E. (1971.): Buoyant Jets Discharge to Quiescent Stratified Ambients, J. Geophys. Res., Vol. 76, No. 30.
- Idelchik, I.E. (1986.): Handbook of Hydraulic Resistance, Springer-Verlag, Berlin.
- Jirka, G.H. (2003.): Mixing processes in wastewater discharges, jets and plumes, effect of currents and stratification, Workshop at the IAHR Congress, Thessaloniki, Greece.
- Jirka, G.H.; Lee, J.H.-W. (1994.): Waste disposal in the ocean, Water quality and its control, M. Hino (ed.), Balkema, Rotterdam.
- Kotsovinos, N.E. (1977.): Plane turbulent buoyant jets: Part 2: Turbulence structure, J. Fluid Mech., 81 (2), 45–62.
- Larock, B.E.; Jeppson, R.W.; Watters, G.Z. (2000.): Hydraulics of pipeline systems, CRC Press, N.W. Corporate Blvd., Boca Raton, Florida.
- McNown, J.S. (1954.): Mechanics of manifold flow, Trans. ASCE, 119, 1103–1118.
- Morton, B.R.; Taylor, G.; Turner, J.S. (1956.): Turbulent Gravitational Convection from Maintained and Instantaneous Sources, Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol. 234, No. 1196, 1–23.
- Peng, G.; Ito, H.; Shejji, S. (2012.): Numerical Simulation of Periodical Turbulent Shear Vortexes in a Submerged Water Jet, International Conference on Fluid Dynamics and Thermodynamics Technologies, Singapore, Vol. 33, p70.
- Pozrikidis, C. (2011.): Introduction to Theoretical and Computational Fluid Dynamics, Oxford University Press, Inc.
- Rawn, M.; Bowerman, F.R.; Brooks, N.H. (1960.): Diffuser for Disposal of Sewage in Sea Water. J. Sanitary Division, ASCE.
- Roberts, P.; Ferrier, A.; Daviero, G. (1997.): Mixing in Inclined Dense Jets, J. Hydr. Engng., Vol. 123, No. 8, 693–699.
- Roberts, P.; Sternau, R. (1997.): Mixing Zone Analysis for Coastal Wastewater Discharge, J. Environ. Eng., 123(12), 1244–1250.
- Tian, X.; Roberts, P.J.W.; Daviero, G.J. (2004.): Marine Wastewater Discharges from Multiport Diffusers – Unstratified stationary water, ASCE J. Hydr. Engng., Vol. 130, No. 12.
- Wood, I.R.; Bell, R.G.; Wilkinson, D.L. (1993.): Ocean disposal of wastewater, Advance Series on Ocean Engineering – Vol. 8, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.

Algorithm for Optimal Distribution of Diffuser Nozzle Areas of a Submarine Outfall

Abstract. The paper proposes an iterative numerical algorithm developed for determining optimal distribution of nozzle opening areas along the diffuser of a submarine outfall. For the given flow geometry, the proposed numerical procedure results in a distribution of nozzle opening areas needed for ensuring a uniform outlet flow and the required initial dilution in the near field. The procedure also facilitates the determination of nozzle opening areas necessary for ensuring uneven distribution of the previously given flow. The unknown values of the nozzle opening areas and outlet velocities are obtained simultaneously by means of two interactive iterative loops. For the given values of the outlet velocities, nozzle areas and constitutive equations for pressure loss are calculated in the outer iterative loop. The obtained values are then used in the inner iterative loop where the next approximate value of the outlet velocities is determined by the Newton-Raphson method. The procedure is repeated until both convergence criteria are met. In addition to a theoretical overview and the associated numerical algorithm, several numerical examples are also presented.

Key words: diffuser section, optimisation algorithm, submarine outfall, stationary flow

Algorithmus zur Bestimmung optimaler Verteilung von Düsenöffnungsflächen eines Diffusors am Unterwasserauslauf

Zusammenfassung. Im Beitrag wird ein iterativer numerischer Algorithmus vorgestellt, der zur Bestimmung einer optimalen Verteilung von Düsenöffnungsflächen entlang des Diffusors am Unterwasserauslauf entwickelt worden ist. Für eine gegebene Flussgeometrie ermöglicht das vorgeschlagene numerische Verfahren eine solche Verteilung der Düsenöffnungsflächen, dass gleichförmiger Förderstrom und erforderliche Anfangsverdünnung im Nahfeld sichergestellt sind. Das Verfahren ermöglicht auch Identifizierung von Düsenöffnungsflächen, die für die Sicherstellung von ungleichförmigem, vorgegebenem Förderstrom erforderlich sind. Die unbekanntenen Werte der Öffnungsflächen und der Ausgangsgeschwindigkeiten ergeben sich gleichzeitig mittels zweier aufeinander wirkender iterativer Schleifen. Für die Ausgangsgeschwindigkeitswerte werden in der äußeren iterativen Schleife die Düsenflächen und die konstitutiven Gleichungen für Druckverluste berechnet. Die sich ergebenden Werte werden dann in der inneren iterativen Schleife genutzt, in der der nächste angenäherte Ausgangsgeschwindigkeitswert anhand des Newton-Raphson-Verfahrens definiert wird. Das Verfahren wird solange wiederholt, bis die beiden Konvergenzbedingungen erfüllt sind. Neben dem theoretischen Überblick und numerischen Algorithmus werden auch numerische Beispiele dargestellt und bearbeitet.

Schlüsselwörter: Diffusorsektion, Optimierungsalgorithmus, Unterwasserauslauf, stationäre Strömung